

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : **02-168048**

(43)Date of publication of application : **28.06.1990**

(51)Int.Cl.

**F16H 3/66**

(21)Application number : **63-323892**

(71)Applicant : **TOYOTA MOTOR CORP**

(22)Date of filing : **22.12.1988**

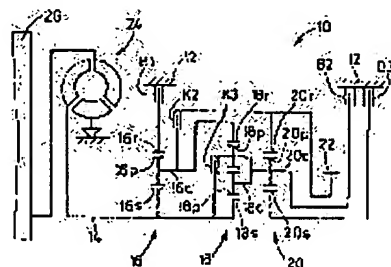
(72)Inventor : **ASADA TOSHIYUKI**

## (54) PLANETARY GEAR TYPE SPEED CHANGE GEAR FOR VEHICLE

(57)Abstract:

**PURPOSE:** To eliminate a need for shifting an input by means of a low gear speed step by a method wherein single pinion type first and third and double pinion type second planetary gear speed change gears are arranged in juxtaposition, adjoining specified elements are always intercoupled or intercoupled through an engaging device.

**CONSTITUTION:** Single pinion type first and third and double pinion type second planetary gear speed change gears 16, 18, and 20 are disposed on the same axis as those of input and output shafts 14 and 22. First and second sun gears 16s and 18s, a first carrier 1c and second and third ring gears 18r and 20r, and second and third carriers 2c and 3c are always intercoupled or selectively intercoupled through an engaging device. For example, 16c and 18c are coupled with 20r through a clutch K2, and 16s and 18s are engaged with 18c through a clutch K3, the clutches K2, K3, and brakes B1-B3 are selectively interengaged to provide five toward one reverse, but a need for shifting the clutches K2 and K3 at a low gear speed change step is eliminated. This constitution enables simplification and facilitate of control of gear shifting.



	K2	K3	B1	B2	B3
第1速7H	○	X	○	X	X
第2速7H	○	X	X	○	X
第3速7H	○	X	X	X	○
第4速7H	○	○	X	X	X
第5速7H	X	○	X	X	○
第6速7H	X	X	○	X	○

## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's  
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

## ⑫ 公開特許公報(A) 平2-168048

⑤ Int. Cl.<sup>9</sup>

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 平成2年(1990)6月28日

F 16 H 3/66

B

7331-3J

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全10頁)

⑭ 発明の名称 車両用遊星歯車式変速装置

⑮ 特 願 昭63-323892

⑯ 出 願 昭63(1988)12月22日

⑰ 発 明 者 浅 田 壽 幸 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

⑱ 出 願 人 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地

⑲ 代 理 人 弁理士 池田 治幸 外2名

## 明 細 書

## 1. 発明の名称

車両用遊星歯車式変速装置

## 2. 特許請求の範囲

第1サンギヤ、該第1サンギヤに噛み合う第1遊星歯車、該第1遊星歯車に噛み合う第1リングギヤ、および前記第1遊星歯車を回転可能に支持する第1キャリアを備えたシングルピニオン型の第1遊星歯車装置と、第2サンギヤ、互いに噛み合うとともに一方が該第2サンギヤに噛み合う少なくとも一対の第2遊星歯車、該第2遊星歯車の他方と噛み合う第2リングギヤ、および前記第2遊星歯車を回転可能に支持する第2キャリアを備えたダブルピニオン型の第2遊星歯車装置と、第3サンギヤ、該第3サンギヤに噛み合う第3遊星歯車、該第3遊星歯車に噛み合う第3リングギヤ、および前記第3遊星歯車を回転可能に支持する第3キャリアを備えたシングルピニオン型の第3遊星歯車装置とが同じ軸線上に設けられ、入力部材の回転を段階的に変速して出力部材へ伝達する形

式の車両用遊星歯車式変速装置において、

前記第1サンギヤと前記第2サンギヤとの間、前記第1キャリアと前記第2リングギヤと前記第3リングギヤとの間、および前記第2キャリアと前記第3キャリアとの間を、それぞれ常時連結または係合装置により連結可能としたことを特徴とする車両用遊星歯車式変速装置。

## 3. 発明の詳細な説明

## 産業上の利用分野

本発明は、自動車や鉄道車両などの車両において原動機と駆動輪との間に設けられる遊星歯車式変速装置の改良に関するものである。

## 従来の技術

車両においては、予め定められた複数のギヤ段を自動的に選択するために好適な遊星歯車式変速装置が多用されている。例えば、特公昭50-32913号公報、特公昭51-3012号公報に記載されている車両用遊星歯車式変速装置はその一例で、遊星歯車装置を3組連ねて配列したものである。これによれば、比較的構造が簡単になる

とともに、前進5段の変速ギヤ段が得られて幅広い変速比範囲を確保できる。また、各遊星歯車装置のギヤ比 $\rho$ （サンギヤの歯数/リングギヤの歯数）が適切な範囲内で、変速装置の外径を比較的小さくできる利点がある。

発明が解決しようとする課題

しかしながら、上記従来の遊星歯車式変速装置においては、第2速から第3速、或いは第1速から第2速へのギヤ段の切換えに際して、それまでの動力入力経路を切り離すと同時に次の動力入力経路を連結させるという所謂入力切換えが行われるので、制御が微妙となる欠点があった。すなわち、それまでの動力入力経路を切り離してから次の動力入力経路を連結させるまでの間に動力伝達の空白期間が発生するとエンジンが吹き上がり、反対に、その入力切換えの際に一方が解放されるときにも他方が係合させられる2つの係合装置が同時に係合させられると変速装置のロックおよびそれに起因するショックが発生するから、エンジンの吹き上がりおよび変速装置のロックが発生さ

せない微妙な切換え制御が要求され、円滑な切換え制御を安定的に行うことが困難なのである。

なお、このような不都合は、特に、エンジンの高回転域で変速が行われる変速比（入力部材の回転速度/出力部材の回転速度）の大きい第1速乃至第3速の低速ギヤ段の切換えに際して顕著となる。

本発明は以上の事情を背景として為されたもので、その目的とするところは、特に低速ギヤ段の切換えに際して入力切換えを必要としない車両用遊星歯車式変速装置を提供することにある。

課題を解決するための手段

斯る目的を達成するために、本発明は、(a)第1サンギヤ、その第1サンギヤに噛み合う第1遊星歯車、その第1遊星歯車に噛み合う第1リングギヤ、および前記第1遊星歯車を回転可能に支持する第1キャリアを備えたシングルピニオン型の第1遊星歯車装置と、(b)第2サンギヤ、互いに噛み合うとともに一方がその第2サンギヤに噛み合う少なくとも一対の第2遊星歯車、その第2遊星歯

車の他方と噛み合う第2リングギヤ、および前記第2遊星歯車を回転可能に支持する第2キャリアを備えたダブルピニオン型の第2遊星歯車装置と、(c)第3サンギヤ、その第3サンギヤに噛み合う第3遊星歯車、その第3遊星歯車に噛み合う第3リングギヤ、および前記第3遊星歯車を回転可能に支持する第3キャリアを備えたシングルピニオン型の第3遊星歯車装置とが同じ軸線上に設けられ、入力部材の回転を段階的に変速して出力部材へ伝達する形式の車両用遊星歯車式変速装置において、前記第1サンギヤと前記第2サンギヤとの間、前記第1キャリアと前記第2リングギヤと前記第3リングギヤとの間、および前記第2キャリアと前記第3キャリアとの間を、それぞれ常時連結または係合装置により連結可能としたことを特徴とする。

実施例

以下、本発明の幾つかの実施例を図面に基づいて詳細に説明する。

第1図(a)は、本発明の一実施例である車両用遊

星歯車式変速装置の骨子図で、この車両用遊星歯車式変速装置（以下、単に変速装置という）10は、車体に取り付けられたトランスミッションケース12内において共通の軸線上に順次配列された入力軸14、第1遊星歯車装置16、第2遊星歯車装置18、第3遊星歯車装置20、および出力歯車22を備えている。入力軸14は、トルクコンバータ24を介して車両のエンジン26に連結され、出力歯車22は、図示しない差動歯車装置を介して車両の駆動輪へ連結されるものである。本実施例では、上記入力軸14および出力歯車22が入力部材および出力部材にそれぞれ対応する。なお、変速装置10およびトルクコンバータ24は軸線に対して線対称に構成されているため、第1図(a)の骨子図においては、軸線の下側が省略して示されている。

上記第1遊星歯車装置16および第3遊星歯車装置20はそれぞれよく知られたシングルピニオン型の遊星歯車装置であり、第1遊星歯車装置16は、第1サンギヤ16s、第1遊星歯車16p、

第1キャリア16c、および第1リングギヤ16rを備えており、第1キャリア16cにより回転可能に支持された第1遊星歯車16pは第1サンギヤ16sと第1リングギヤ16rとの間に位置してそれ等と噛み合わされている。また、第3遊星歯車装置20は、第3サンギヤ20s、第3遊星歯車20p、第3キャリア20c、および第3リングギヤ20rを備えており、第3キャリア20cにより回転可能に支持された第3遊星歯車20pは第3サンギヤ20sと第3リングギヤ20rとの間に位置してそれ等と噛み合わされている。

一方、第2遊星歯車装置18は、ダブルピニオン型の遊星歯車装置であって、第2サンギヤ18s、互いに噛み合う少なくとも一對の第2遊星歯車18p、第2キャリア18c、および第2リングギヤ18rを備えており、第2キャリア18cにより回転可能に支持された少なくとも一對の第2遊星歯車18pは第2サンギヤ18sと第2リングギヤ18rとの間に位置して、その一對の第2遊星歯車18pの一方は第2サンギヤ18sと

噛み合わされ、他方は第2リングギヤ18rと噛み合わされている。

また、かかる変速装置10は、その入力軸14と第1サンギヤ16sと第2サンギヤ18sとが互いに一体的に連結され、第1キャリア16cと第2リングギヤ18rとが互いに一体的に連結され、第2キャリア18cと第3キャリア20cとが互いに一体的に連結され、第3リングギヤ20rと出力歯車22とが互いに一体的に連結されている。そして、前記第1キャリア16cおよび第2リングギヤ18rと第3リングギヤ20rおよび出力歯車22とを選択的に連結する第2クラッチK2と、入力軸14、第1サンギヤ16s、および第2サンギヤ18sと第2キャリア18cおよび第3キャリア20cとを選択的に連結する第3クラッチK3と、第1リングギヤ16rをトランスミッションケース12に選択的に連結する第1ブレーキB1と、第2キャリア18cおよび第3キャリア20cをトランスミッションケース12に選択的に連結する第2ブレーキB2と、第3

サンギヤ20sをトランスミッションケース12に選択的に連結する第3ブレーキB3とが設けられている。上記第2クラッチK2は、第1キャリア16cと第2リングギヤ18rと第3リングギヤ20rとの間を連結可能とする係合装置である。

上記第2クラッチK2、第3クラッチK3、第1ブレーキB1、第2ブレーキB2、第3ブレーキB3は、従来の車両用自動変速装置においてよく用いられている形式の油圧アクチュエータにより作動させられるもの、例えば多板式のクラッチや1本または巻付け方向が反対の2本のバンドを備えたバンドブレーキなど、或いは一方向クラッチ等により構成される。また、第2クラッチK2と第1キャリア16c、第2リングギヤ18r、第3リングギヤ20r、出力歯車22との間、第3クラッチK3と入力軸14、第1サンギヤ16s、第2サンギヤ18s、第2キャリア18cとの間には、連結部材が必要に応じて適宜設けられ得る。同様に、第1ブレーキB1と第1リングギヤ16rとの間、第2ブレーキB2と第3キャリア

20cとの間、第3ブレーキB3と第3サンギヤ20sとの間、或いは各遊星歯車装置16、18、20を構成する各要素の間、第3リングギヤ20rと出力歯車22との間においても、必要に応じて連結部材が介在させられ得る。

以上のように構成された変速装置10では、たとえば、第1図(b)の○印により作動状態が示されているように、前記第2クラッチK2、第3クラッチK3、第1ブレーキB1、第2ブレーキB2、第3ブレーキB3がそれぞれ作動させられることにより、前進5段・後進1段の中から所望する変速ギヤ段が成立させられる。第1図(b)においては、第1遊星歯車装置16のギヤ比 $\rho_1$ が0.395、第2遊星歯車装置18のギヤ比 $\rho_2$ が0.471、第3遊星歯車装置20のギヤ比 $\rho_3$ が0.385の場合における各変速ギヤ段の変速比（入力軸14の回転速度/出力歯車22の回転速度）が示されている。これは、シングルピニオン型の第1遊星歯車装置16、第3遊星歯車装置20におけるリングギヤの回転数 $N_r$ 、キャリアの回転数 $N_c$ 、

およびサンギヤの回転数  $N_s$  は、そのギヤ比を  $\rho$  とすると次式(1)で表される一方、ダブルピニオン型の第2遊星歯車装置18におけるリングギヤの回転数  $N_r$ 、キャリアの回転数  $N_c$ 、およびサンギヤの回転数  $N_s$  は、そのギヤ比を  $\rho$  とすると次式(2)で表され、かかる(1)式および(2)式に基づいて求められる。なお、第1サンギヤ16sの歯数を  $Z_{1s}$ 、第1リングギヤ16rの歯数を  $Z_{1r}$ 、第2サンギヤ18sの歯数を  $Z_{2s}$ 、第2リングギヤ18rの歯数を  $Z_{2r}$ 、第3サンギヤ20sの歯数を  $Z_{3s}$ 、第3リングギヤ20rの歯数を  $Z_{3r}$  とすると、上記ギヤ比  $\rho_1$  は  $Z_{1s}/Z_{1r}$ 、ギヤ比  $\rho_2$  は  $Z_{2s}/Z_{2r}$ 、ギヤ比  $\rho_3$  は  $Z_{3s}/Z_{3r}$  である。

$$N_s = (1 + \rho) N_c - \rho N_r \quad \dots (1)$$

$$N_s = (1 - \rho) N_c + \rho N_r \quad \dots (2)$$

以下、各変速ギヤ段の作動について説明する。

先ず、第1速ギヤ段の場合には、第2クラッチK2および第1ブレーキB1が作動させられることにより、第1キャリア16cおよび第2リングギヤ18rと第3リングギヤ20rおよび出力歯

により、出力歯車22は入力軸14に対して同じ正回転方向へ変速比  $(\rho_2 + \rho_3)/\rho_2(1 + \rho_2)$  にて減速回転させられる。

第4速ギヤ段の場合には、第2クラッチK2および第3クラッチK3が作動させられることにより、第1キャリア16cおよび第2リングギヤ18rと第3リングギヤ20rおよび出力歯車22との間、および、入力軸14、第1サンギヤ16s、および第2サンギヤ18sと第2キャリア18cおよび第3キャリア20cとの間が連結される。これにより、第1遊星歯車装置16、第2遊星歯車装置18、第3遊星歯車装置20は入力軸14と共に一体的に回転させられ、出力歯車22は入力軸14に対して同じ正回転方向へ変速比1にて回転させられる。

第5速ギヤ段の場合には、第3クラッチK3および第3ブレーキB3が作動させられることにより、入力軸14、第1サンギヤ16s、および第2サンギヤ18sと第2キャリア18cおよび第3キャリア20cとの間、および、第3サンギヤ

車22との間、および、第1リングギヤ16rとトランスミッションケース12との間が連結される。これにより、出力歯車22は入力軸14に対して同じ正回転方向へ変速比  $(1 + \rho_1)/\rho_1$  にて減速回転させられる。

第2速ギヤ段の場合には、第2クラッチK2および第2ブレーキB2が作動させられることにより、第1キャリア16cおよび第2リングギヤ18rと第3リングギヤ20rおよび出力歯車22との間、および、第2キャリア18cおよび第3キャリア20cとトランスミッションケース12との間が連結される。これにより、出力歯車22は入力軸14に対して同じ正回転方向へ変速比  $1/\rho_2$  にて減速回転させられる。

第3速ギヤ段の場合には、第2クラッチK2および第3ブレーキB3が作動させられることにより、第1キャリア16cおよび第2リングギヤ18rと第3リングギヤ20rおよび出力歯車22との間、および、第3サンギヤ20sとトランスミッションケース12との間が連結される。これ

により、出力歯車22は入力軸14に対して同じ正回転方向へ変速比  $1/(1 + \rho_2)$  にて増速回転させられる。

後進ギヤ段の場合には、第1ブレーキB1および第3ブレーキB3が作動させられることにより、第1リングギヤ16rとトランスミッションケース12との間、および、第3サンギヤ20sとトランスミッションケース12との間が連結される。これにより、出力歯車22は入力軸14に対して逆回転方向へ回転させられるとともに、変速比  $-(1 + \rho_1)(1 - \rho_2)/(1 + \rho_2)(\rho_2 - \rho_1 + \rho_1 \rho_2)$  にて減速回転させられる。

以上詳述したように、本実施例の変速装置10によれば、2組のシングルピニオン型の遊星歯車装置16、20と1組のダブルピニオン型の遊星歯車装置18とが共通の軸線上に配列されて構成されているので、比較的構造が簡単になる一方、2つのクラッチK2、K3、および3つのブレーキB1、B2、B3の選択的な作動によって前進

5段の変速ギヤ段と幅広い変速比範囲が得られるので、高速走行と発進・登坂性能とを両立させることができると同時に、極め細かい変速により必要以上にエンジン26の回転数を上げる必要がなくなり、燃費や静粛性能が向上させられるのである。

しかも、本実施例の変速装置10によれば、第1速乃至第5速の全ての前進ギヤ段において、隣あった変速ギヤ段の切換えに際して入力切換えが必要とされず、変速制御が極めて簡単かつ容易となるのである。特に、本実施例では5つのクラッチおよびブレーキの中の2つが同時に作動させられることによって各変速ギヤ段が成立させられるとともに、その中の1つの作動を停止して他のクラッチまたはブレーキの1つを作動させるだけで変速が可能であるため、変速制御が一層容易となるのである。

また、本実施例の変速装置10によれば、各遊星歯車装置16, 18, 20のギヤ比 $\rho_1$ ,  $\rho_2$ ,  $\rho_3$ を適切な範囲内に維持しつつ、第1速ギヤ段

乃至第4速ギヤ段の変速比が、エンジン26の特性に基づいて車両用有段変速装置の各変速ギヤ段の変速比として望まれる等比級数に近い値に設定されているため、変速装置10を比較的小型に維持しつつ、低速から高速に至るあらゆる車速において優れた動力性能が得られる。

また、本実施例の変速装置10においては、各遊星歯車16p, 18p, 20pのキャリア16c, 18c, 20cに対する相対回転速度が比較的低く、軸受等の耐久性に関して有利である。

また、本実施例の変速装置10においては、第5速ギヤ段の変速比が0.722に設定されているため、高速走行時における燃費や静粛性が向上させられるとともに、加速時等において充分な動力性能が得られる。

また、本実施例の変速装置10によれば、第1サンギヤ16sと第2サンギヤ18sとが一体的に連結されているため、各サンギヤ16s, 18s, 20sを設けるための軸を二重に配設する必要がなく、それ等の径寸法を小さくできるととも

に、変速装置10を一層小型とすることが可能なのである。

また、上記第1サンギヤ16sおよび第2サンギヤ18sは、共通の部材にて構成することができ、そのようにすれば部品製作工数や部品点数、或いは組付工数が少なくなるとともに、軸方向の寸法が小さくなる利点がある。

次に、本発明の他の実施例を説明する。なお、以下の実施例において前記実施例と共通する部分には同一の符号を付して説明を省略する。

第2図(a)の変速装置は、前述の変速装置10と比較して、入力軸14と第1サンギヤ16sおよび第2サンギヤ18sとを選択的に連結する第1クラッチK1を設けたものであり、また、このために第3クラッチK3は第1サンギヤ16sおよび第2サンギヤ18sと第2キャリア18cおよび第3キャリア20cとを選択的に連結するようになっている。かかる変速装置においては、第2図(b)の○印により作動状態が示されているようにクラッチK1, K2, K3, およびブレーキB1,

B2, B3がそれぞれ作動させられることにより、前進5段・後進1段の中から所望する変速ギヤ段が成立させられる。なお、この実施例においては第2クラッチK2が第2遊星歯車装置18と第3遊星歯車装置20との間に位置させられている。

第3図(a)の変速装置は、上記第2図(a)の変速装置と比較して、第3リングギヤ20rおよび出力歯車22と第3サンギヤ20sとを選択的に連結する第4クラッチK4を設けたものであり、第3図(b)の○印により作動状態が示されているようにクラッチK1, K2, K3, K4, およびブレーキB1, B2, B3がそれぞれ作動させられることにより、前進5段・後進2段の中から所望する変速ギヤ段が成立させられる。なお、第4速ギヤ段は、(×)印にて示されている第4クラッチK4を(○)にて示されている第2クラッチK2および第3クラッチK3のうち何れか一方の替わりに作動させても、或いは第1クラッチK1, 第2クラッチK2, および第3クラッチK3に加えて作動させても成立させられ得るが、切換制御の容易性

等の点から第1クラッチK1、第2クラッチK2、および第3クラッチK3の3つを作動させることが望ましい。

第4図(a)の変速装置は、前記第2図(a)の変速装置に比較して、第3クラッチK3を変更して第1サンギヤ16sおよび第2サンギヤ18sと第2キャリア18cおよび第3キャリア20cとの選択的な連結を遮断する一方、入力軸14とそれら第2キャリア18cおよび第3キャリア20cとを選択的に連結するようにしたものである。かかる変速装置においては、第4図(b)の○印により作動状態が示されているようにクラッチK1、K2、K3、およびブレーキB1、B2、B3がそれぞれ作動させられることにより、前進5段・後進1段の中から所望する変速ギヤ段が成立させられる。なお、第5速ギヤ段において(○)および(×)にて示されている第1クラッチK1および第2クラッチK2については、動力伝達に関与しない歯車が不必要に高回転になることを防止するなどのために、2つのクラッチのうちの何れか一方を作動さ

せても差し支えないことを意味しているが、好適には、第1クラッチK1を第3クラッチK3および第3ブレーキB3と同時に作動させることが望ましい。

第5図(a)の変速装置は、上記第4図(a)の変速装置に比較して、第3リングギヤ20rおよび出力歯車22と第3サンギヤ20sとを選択的に連結する第4クラッチK4を設けたものであり、第5図(b)の○印により作動状態が示されているようにクラッチK1、K2、K3、K4、およびブレーキB1、B2、B3がそれぞれ作動させられることにより、前進5段・後進2段の中から所望する変速ギヤ段が成立させられる。なお、第4速ギヤ段は、(×)印にて示されている第4クラッチK4を第1クラッチK1、第2クラッチK2、および第3クラッチK3のうちの何れか1つの替わりに作動させても、或いは第1クラッチK1、第2クラッチK2、および第3クラッチK3に加えて作動させても成立させられ得るが、好適には、第1クラッチK1、第2クラッチK2、および第3ク

ラッチK3の3つを作動させることが望ましい。また、第5速ギヤ段において(○)および(×)にて示されている第1クラッチK1および第2クラッチK2については、2つのクラッチのうちの何れか一方を作動させても差し支えないことを意味しているが、好適には、第1クラッチK1を第3クラッチK3および第3ブレーキB3と同時に作動させることが望ましい。

第6図(a)の変速装置は、前述の変速装置10に比較して、第3リングギヤ20rおよび出力歯車22と第3サンギヤ20sとを選択的に連結する第4クラッチK4を設けたものであり、第6図(b)の○印により作動状態が示されているようにクラッチK2、K3、K4、およびブレーキB1、B2、B3がそれぞれ作動させられることにより、前進5段・後進2段の中から所望する変速ギヤ段が成立させられる。なお、第4速ギヤ段は、(×)印にて示されている第4クラッチK4を第2クラッチK2および第3クラッチK3のうち何れか一方の替わりに作動させても、或いは第2クラッチ

K2および第3クラッチK3に加えて作動させても成立させられ得るが、好適には、第2クラッチK2および第3クラッチK3の2つを作動させることが望ましい。また、この実施例においては第2クラッチK2が第2遊星歯車装置18と第3遊星歯車装置20との間に位置させられている。

第7図(a)の変速装置は、前記第2図(a)の変速装置に比較して、第3クラッチK3を変更して第1サンギヤ16sおよび第2サンギヤ18sと第2キャリア18cおよび第3キャリア20cとの選択的な連結を遮断する一方、入力軸14と第1リングギヤ16rとを選択的に連結するようにしたものである。かかる変速装置においては、第7図(b)の○印により作動状態が示されているようにクラッチK1、K2、K3、およびブレーキB1、B2、B3がそれぞれ作動させられることにより、前進6段・後進1段の中から所望する変速ギヤ段が成立させられる。

第8図(a)の変速装置は、上記第7図(a)の変速装置に比較して、第3リングギヤ20rおよび出力



歯車22と第3サンギヤ20sとを選択的に連結する第4クラッチK4を設けたものであり、第8図(b)の○印により作動状態が示されているようにクラッチK1、K2、K3、K4、およびブレーキB1、B2、B3がそれぞれ作動させられることにより、前進6段・後進2段の中から所望する変速ギヤ段が成立させられる。なお、第4速ギヤ段は、(×)印にて示されている第4クラッチK4を第1クラッチK1、第2クラッチK2、および第3クラッチK3のうちの何れか1つの替わりに作動させても、或いは第1クラッチK1、第2クラッチK2、および第3クラッチK3に加えて作動させても成立させられ得るが、好適には、第1クラッチK1、第2クラッチK2、および第3クラッチK3の3つを作動させることが望ましい。

一方、前記各実施例におけるクラッチK1、K2、K3、K4、およびブレーキB1、B2、B3は、それぞれ多板クラッチ、バンドブレーキ、および一方向クラッチなどを組み合わせたものにより構成され得るので、第9図乃至第19図にそ

である。第16図は、直列に設けられた多板クラッチ44および一方向クラッチ50と、それ等に並列に設けられた一方向クラッチ46とから成るものである。第17図は、互いに並列に設けられた一方向クラッチ46と一方向クラッチ50とから成るものである。第18図は、回転制動すべき部材に固定されるドラム52に、一端部がトランスミッションケース12に固定された1本のバンド54を巻き付けるようにしたバンドブレーキである。第19図は、回転制動すべき部材に固定されるドラム56に、それぞれ一端部がトランスミッションケース12に固定された一対のバンド58a、58bを互いに反対向きに巻き付けるようにしたバンドブレーキである。

そして、前記クラッチK1、K2、K3、K4やブレーキB1、B2、B3としてこれ等の係合装置を採用することにより、例えば、降坂走行や惰行走行などにおいてエンジンプレーキ作用をなくし、燃費および車両の静粛性を向上させるとともに、必要に応じてエンジンプレーキを作用させ

る代表的なものを例示する。

第9図は、直列に設けられた多板クラッチ44および一方向クラッチ46と、それ等に並列に設けられた多板クラッチ48とから成るものである。第10図は、第9図における一方向クラッチ46の替わりに、その一方向クラッチ46とは係合作用の方向が反対の一方向クラッチ50を設けたものである。第11図は、直列に設けられた多板クラッチ44および一方向クラッチ46と、直列に設けられた多板クラッチ48および一方向クラッチ50とを互いに並列に接続したものである。第12図は、直列に設けられた多板クラッチ44と一方向クラッチ46とから成るものである。第13図は、互いに並列に設けられた多板クラッチ44と一方向クラッチ50とから成るものである。第14図は、直列に設けられた多板クラッチ44および一方向クラッチ46と、それ等に並列に設けられた一方向クラッチ50とから成るものである。第15図は、互いに並列に設けられた多板クラッチ44と一方向クラッチ46とから成るもの

るようにすることが可能となる。また、変速ギヤ段の切換えに際しては、一方向クラッチの係合が自動的に解除されることにより、変速タイミングの微妙な制御を解消することができる。

以上、本発明の幾つかの実施例をそれぞれ図面に基づいて詳細に説明したが、これ等はあくまでも一つの具体例であり、本発明は更に別の態様で実施することもできる。

例えば、前記実施例ではトルクコンバータ24が用いられているが、それに替えて、ロックアップクラッチ付きトルクコンバータ、フルードカップリング、磁粉式電磁クラッチ、多板或いは単板式摩擦クラッチなどが用いられ得る。

また、前記第1遊星歯車装置16、第2遊星歯車装置18、および第3遊星歯車装置20の配列順序を変更することも可能である。

また、前記実施例ではエンジン26およびトルクコンバータ24と反対側に出力歯車22が位置させられているが、入力軸14を各遊星歯車装置の軸心を貫通して配設することによりエンジン2

6 およびトルクコンバータ24側にて出力を取り出すことも可能である。

また、前記各実施例における各遊星歯車装置のギヤ比や各変速ギヤ段の変速比、あるいは変速ギヤ段の段数については適宜設定され得る。

また、ブレーキやクラッチの配設位置を必要に応じて適宜変更できることは勿論である。

その他一々例示はしないが、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

#### 発明の効果

以上詳述したように、本発明の車両用遊星歯車式変速装置によれば、隣あった変速ギヤ段における切換えに際して入力切換えが必ずしも必要とされず、変速制御を簡単かつ容易にすることが可能となる。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図(a)は本発明の一実施例である車両用遊星歯車式変速装置の骨子図である。第1図(b)は第1図(a)の実施例の変速ギヤ段とそれを成立させるた

めに必要なクラッチおよびブレーキを示す図表である。第2図(a)、第3図(a)、第4図(a)、第5図(a)、第6図(a)、第7図(a)、第8図(a)は、それぞれ本発明の他の実施例を示す骨子図である。第2図(b)、第3図(b)、第4図(b)、第5図(b)、第6図(b)、第7図(b)、第8図(b)は、それぞれ第2図(a)、第3図(a)、第4図(a)、第5図(a)、第6図(a)、第7図(a)、第8図(a)の各実施例の変速ギヤ段とそれを成立させるために必要なクラッチおよびブレーキをそれぞれ示す図表である。第9図乃至第19図は、それぞれ本発明の車両用遊星歯車式変速装置に好適に採用され得るクラッチやブレーキの一例を示す図である。

10：車両用遊星歯車式変速装置

14：入力軸（入力部材）

16：第1遊星歯車装置

18：第2遊星歯車装置

20：第3遊星歯車装置

22：出力歯車（出力部材）

16s：第1サンギヤ 16p：第1遊星歯車  
16c：第1キャリア 16r：第1リングギヤ  
18s：第2サンギヤ 18p：第2遊星歯車  
18c：第2キャリア 18r：第2リングギヤ  
20s：第3サンギヤ 20p：第3遊星歯車  
20c：第3キャリア 20r：第3リングギヤ  
K2：第2クラッチ（係合装置）

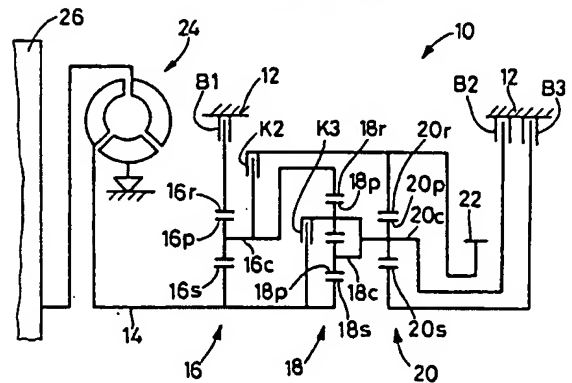
出願人 トヨタ自動車株式会社

代理人 弁理士 池田治幸

(ほか2名)



第1図(a)



10：車両用遊星歯車式変速装置

14：入力軸（入力部材）

16：第1遊星歯車装置

18：第2遊星歯車装置

20：第3遊星歯車装置

22：出力歯車（出力部材）

16s：第1サンギヤ

16p：第1遊星歯車

16c：第1キャリア

16r：第1リングギヤ

18s：第2サンギヤ

18p：第2遊星歯車

18c：第2キャリア

18r：第2リングギヤ

20s：第3サンギヤ

20p：第3遊星歯車

20c：第3キャリア

20r：第3リングギヤ

K2：第2クラッチ（係合装置）

18s：第2サンギヤ

18p：第2遊星歯車

18r：第2リングギヤ

18c：第2キャリア

20s：第3サンギヤ

20p：第3遊星歯車

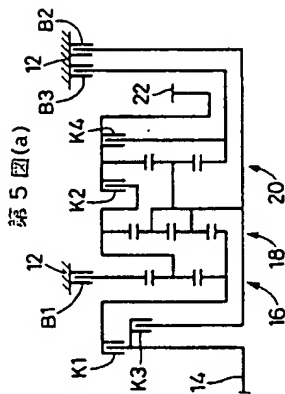
20r：第3リングギヤ

20c：第3キャリア

K2：第2クラッチ（係合装置）

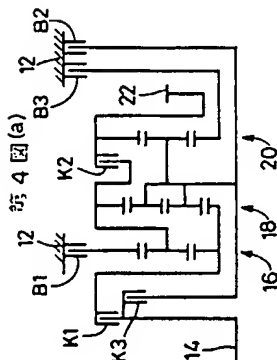
第1圖(b)

	K2	K3	B1	B2	B3	変速比	( $\rho_1 = 0.395, \rho_2 = 0.471, \rho_3 = 0.385$ )
第1速档位	○	×	○	×	×	$(1 + \rho_1) / \rho_1$	3.532
第2速档位	○	×	×	○	×	$1 / \rho_2$	2.123
第3速档位	○	×	×	×	○	$(\rho_2 + \rho_3) / \rho_2 (1 + \rho_3)$	1.312
第4速档位	○	○	×	×	×	1	1.000
第5速档位	×	○	×	×	○	$1 / (1 + \rho_3)$	0.722
後進档位	×	×	○	×	○	$-(1 + \rho_1)(1 - \rho_2) / (1 + \rho_3)(\rho_2 - \rho_1 + \rho_2)$	-2.033



第5圖(b)

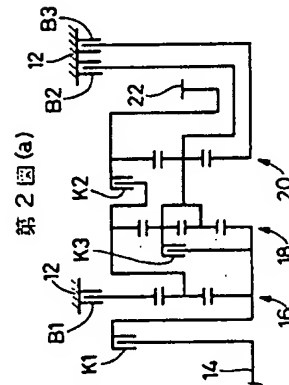
	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
第1速档位	○	○	×	×	○	×	×
第2速档位	○	○	×	×	×	×	×
第3速档位	○	○	○	○	○	○	○
第4速档位	○	○	○	○	○	○	○
第5速档位	○	○	○	○	○	○	○
後進档位	○	×	×	×	×	×	×
後進档位	○	×	×	×	×	×	×



第4圖(b)

	K1	K2	K3	B1	B2	B3
第1速档位	○	○	×	×	×	×
第2速档位	○	○	×	×	×	×
第3速档位	○	○	×	×	×	×
第4速档位	○	○	×	×	×	×
第5速档位	○	○	×	×	×	×
後進档位	○	×	×	×	×	×
後進档位	○	×	×	×	×	×

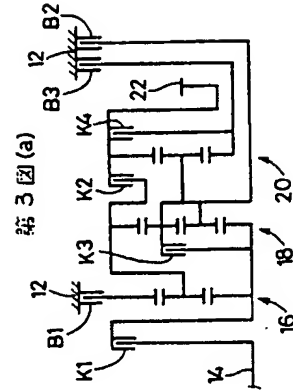
第2圖(a)



第2圖(b)

	K1	K2	K3	B1	B2	B3
第1速档位	○	○	×	×	×	×
第2速档位	○	○	×	×	×	×
第3速档位	○	○	×	×	×	×
第4速档位	○	○	×	×	×	×
第5速档位	○	○	×	×	×	×
後進档位	○	×	×	×	×	×
後進档位	○	×	×	×	×	×

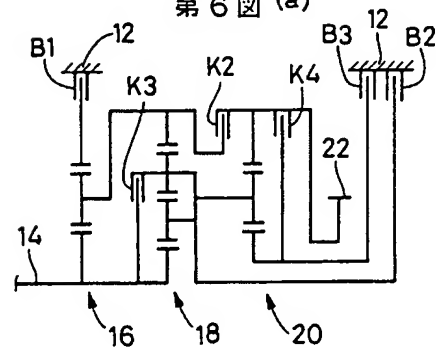
第3圖(a)



第3圖(b)

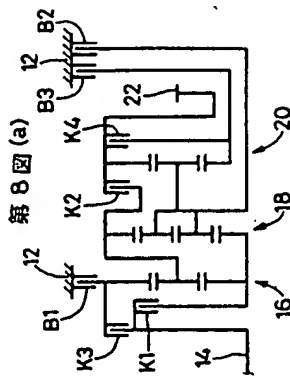
	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
第1速档位	○	○	×	×	×	×	×
第2速档位	○	○	×	×	×	×	×
第3速档位	○	○	×	×	×	×	×
第4速档位	○	○	×	×	×	×	×
第5速档位	○	○	×	×	×	×	×
後進档位	○	×	×	×	×	×	×
後進档位	○	×	×	×	×	×	×

第6圖(a)



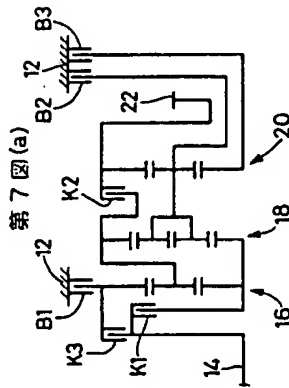
第6圖(b)

	K2	K3	K4	B1	B2	B3
第1速档位	○	×	×	×	×	×
第2速档位	○	×	×	×	×	×
第3速档位	○	×	×	×	×	×
第4速档位	○	○	○	×	×	×
第5速档位	×	○	×	×	×	×
後進档位	×	×	×	×	×	×
後進档位	×	×	×	×	×	×



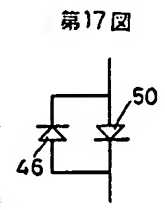
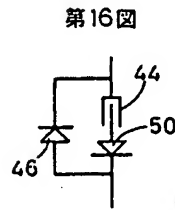
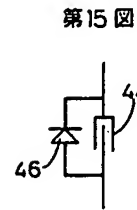
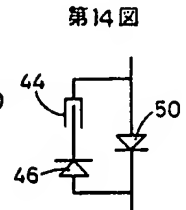
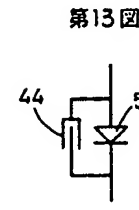
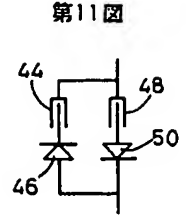
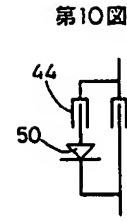
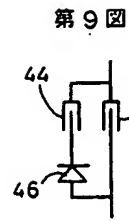
第8圖(b)

	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
第1進位段	○	○	○	○	○	○	○
第2進位段	○	○	○	○	○	○	○
第3進位段	○	○	○	○	○	○	○
第4進位段	○	○	○	○	○	○	○
第5進位段	○	○	○	○	○	○	○
第6進位段	○	○	○	○	○	○	○
後進位段	○	○	○	○	○	○	○

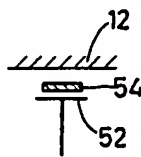


第7圖(b)

	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
第1進位段	○	○	○	○	○	○	○
第2進位段	○	○	○	○	○	○	○
第3進位段	○	○	○	○	○	○	○
第4進位段	○	○	○	○	○	○	○
第5進位段	○	○	○	○	○	○	○
第6進位段	○	○	○	○	○	○	○
後進位段	○	○	○	○	○	○	○



第18圖



第19圖

